

BEST AVAILABLE COPY

DIALOG(R)File 94:JICST-EPlus

(c)2004 Japan Science and Tech Corp(JST). All rts. reserv.

03518221 JICST ACCESSION NUMBER: 98A0291787 FILE SEGMENT: JICST-E

Vibration and Control of Axially Moving Belt System. 1st Report.

Experimental Analysis.

TAKANO KOETSU (1); WATANABE KEIJI (1); MATSUSHITA OSAMI (1); KITANO
MASANORI (1)

(1) Natl. Def. Acad.

Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu. C(Transactions of the Japan Society of
Mechanical Engineers. C), 1998, VOL.64,NO.618, PAGE.421-428, FIG.20,
TBL.6, REF.8

JOURNAL NUMBER: F0045BAL ISSN NO: 0387-5024

UNIVERSAL DECIMAL CLASSIFICATION: 621.83

LANGUAGE: Japanese COUNTRY OF PUBLICATION: Japan

DOCUMENT TYPE: Journal

ARTICLE TYPE: Original paper

MEDIA TYPE: Printed Publication

ABSTRACT: Rubber belt systems have recently been applied to many kinds of industrial machinery, for example, fan belt of automobile, driving system of automated teller machine and so on. However, vibration of belt systems have been an unacceptable problem accompanied by the increase of the operational speed. In this paper, an axially moving belt is investigated experimentally with respect to vibration characteristics and vibration control using parametric excitation. As the result, the vibration source is estimated as the eccentricity of pulleys. The parametric excitation control has significant effects to damp the vibration. This paper reports the possibility of vibration control about axially moving belt systems by producing torque fluctuation. (author abst.)

走行ベルト系の振動と制御* (第1報, 実験的検討)

高野 康悦^{*1}, 渡辺 啓二^{*2}
松下 修己^{*2}, 北野 昌則^{*2}

Vibration and Control of Axially Moving Belt System (1st Report, Experimental Analysis)

Kouetsu TAKANO, Keiji WATANABE,
Osami MATSUSHITA and Mananori KITANO

Rubber belt systems have recently been applied to many kinds of industrial machinery, for example, fan belt of automobile, driving system of automated teller machine and so on. However, vibration of belt systems have been an unacceptable problem accompanied by the increase of the operational speed. In this paper, an axially moving belt is investigated experimentally with respect to vibration characteristics and vibration control using parametric excitation. As the result, the vibration source is estimated as the eccentricity of pulleys. The parametric excitation control has significant effects to damp the vibration. This paper reports the possibility of vibration control about axially moving belt systems by producing torque fluctuation.

Key Words: Vibration of Moving Body, Vibration Control, Parametric Excitation, Axially Moving Belt, Forced Vibration

1. 緒 言

ゴムベルトを動力伝達媒体とするベルト駆動装置は、銀行端末機や自動車のファンベルト等、種々の産業機器に広範に用いられている。これらの走行ベルト系は、その目的、用途に応じてさまざまな形態をとるとともに、要求される性能も多様化している。これに加え、製造技術の向上により高精密化、高速化が図られ、従来は問題となっていなかったベルトの横振動が、走行ベルト系のシステムパフォーマンスを考える上で大きな問題となっている。このベルトの振動を制御する手法としては、振動エネルギーの吸収による方法と、波動相殺による方法とがあり、いずれも数値解析としては実現可能であるが、実際のシステムに採用するには、装置の構造が複雑であるなどの問題がある。

これらの問題に対し、ベルトの振動特性の解明に因連した同種の研究として、一様な弦やベルトの横振動^{1,2)}、走行するチェーンの横振動^{3,4)}等の解析が行われており、また、振動制御に関する研究として、弦

やばりの振動制御^{5,6)}等の解析が行われている。これら従来の研究においては、いずれも実際のシステムに基づく実機形状を反映したモデルによる解析が行われておらず、特に、実機を用いた振動制御に関しては報告されている例が少ない。

これらのことから本研究の目的は、実際のシステムを反映した実験装置(歯付ベルト駆動装置)による振動解析を行い、走行ベルト系の振動特性について実験的に解明するとともに、係数励振を用いた波動相殺による振動制御実験を行い、実際のシステムに適応容易な制御方式の一手法を提案するものである。

2. 実験装置

2-1 歯付ベルト駆動装置 図1は、実験に用いた歯付ベルト駆動装置の概要を示したものである。歯付ベルト駆動装置は、アイドラプリー、ドライビングプリーを有し、必要に応じて下部プリーを取り外すことができる。プリーの回転速度は、ドライビングプリーに取付けた光電式検出器(小野測器製 LG-310)から回転パルスを得て、FFTアナライザ(小野測器製 CF 5200)により測定し、ベルトの振動変位は、ベルトの中央付近の変位をレーザ変位計(キーエンス社製 LB-300)により計測した。

* 原稿受付 1997年4月8日。

^{*1} 防衛大学校機械工学教室(〒239-8686 横浜須賀町水1-10-20)。

^{*2} 正員、防衛大学校機械工学教室。

歯付ベルト駆動装置に用いたゴムベルト(三ツ星ベルト社製 S 8 M 1248)の諸元は表1のとおりである。ここで、 L :スパン長、 B :ベルト幅、 H :ベルト厚さ、 ρ :ベルト密度、 EI :ベルト曲げ剛性である。プーリーの歯数はともに32であり、ピッチ円直径は81.49 mm、質量1.78 kg、各プーリー部の片持りとしての固有振動数は約234 Hz、ベルトの歯数は156、ベルト周長は1248 mmである。

また、アイドラプーリーをベルトループの外側に押し付けることで、アイドラプーリーの初期押付け力を任意に設定し、荷重変換器(共和電業製 LTZ-200 KA)により計測した。

2・2 計測装置 計測には、FFTアナライザおよびベクトルモニタ(新川センサテクノロジー社製 VM-13 V1)を用いた。ベクトルモニタは、振動波形を入力し、対象とする回転パルスに同期した振動の振幅と位相を解析する装置である。また、本研究で用いたFFTアナライザは、トラッキング分析が可能で、ベクトルモニタと同様の機能を有する。

Table 1 Basic characteristics of belt

| L (m) | H (mm) | B (mm) | ρ (kg/m ³) | EI (Nm ²) |
|---------|----------|----------|-----------------------------|-------------------------|
| 0.436 | 3.75 | 40.0 | 1492.0 | 0.552 |

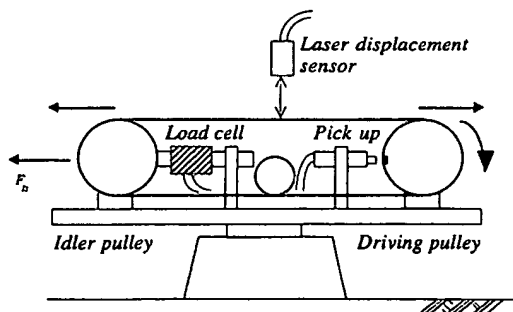


Fig. 1 System of experiment apparatus

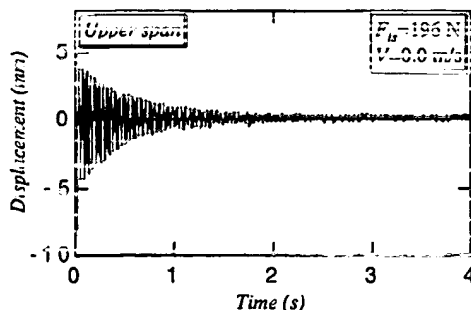


Fig. 2 Impulse response of upper span

3. 振動解析

3・1 実験方法 振動解析においては、ベルトの危険速度(最大振幅を与える共振速度)を特定するため、トラッキング解析を行った。実験は、アイドラプーリーの初期押付け力 F_b を 98, 196, 294, 392 N に設定し、各押付け力ごと、プーリーの回転数を 0~2200 rpm(ベルト周速度: 0~9.4 m/s)まで一定加速度(13.75 rpm/s)で加速させ、光電式検出器から得られたプーリーの回転パルスをトリガとして解析した。なお、FFTアナライザより得られるキャンベル線図およびトラッキング線図については、その性能の制約上、回転数 10 rpm ごとにスペクトル解析するため、精度が粗い。このため、危険速度の特定には、各回転数ごとに連続的にリアルタイムで解析することが可能な、ベクトルモニタより得られる応答線図を用いて判定した。

3・2 固有振動数と減衰比 ベルトの固有振動特性を調べるため、ベルトを停止状態として中央部付近をインパルス加振して、FFTアナライザによりスペクトル解析した。その結果を図2と図3に示す。

図2と図3から固有振動数および減衰比を特定すると、表2を得る。表2からわかるとおり、固有振動数は初期押付け力、すなわち圧力の増加に伴って増大し、減衰比は逆に減少することがわかる。

3・3 回転次数と固有振動数 危険速度を与える共振源を推定するため、回転次数をトリガとしたトラッキング解析を行い、キャンベル線図より回転数と固有振動数の関係を調べた。図4に初期押付け力 $F_b =$

Table 2 Eigenfrequency and damping coefficient

| Preset repression F_b (N) | 98 | 196 | 294 | 392 |
|-----------------------------|--------|--------|--------|--------|
| Eigenfrequency (Hz) | 17.5 | 23.5 | 27.5 | 32.0 |
| Damping ratio | 0.0118 | 0.0108 | 0.0100 | 0.0099 |

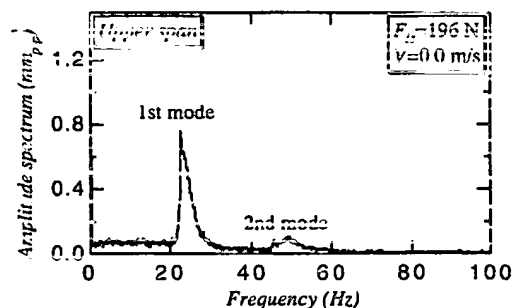


Fig. 3 Spectrum analysis at impulse test

196 N の場合のキャンベル線図を示す。キャンベル線図は、スペクトルデータを、横軸に回転数、縦軸に周波数、斜め軸に回転次数をとり、振幅の大きさを円で表したものであり、円の大きさが大きいほど振動振幅が大きいことを示し、図中の1~5の数字で示す直線がドライビングプーリの回転次数成分を示す。また、回転1次成分の下に延びているスペクトルは、ベルトの縫ぎ目の回転次数成分を示し、縫ぎ目の4.8次成分がドライビングプーリの回転1次成分と一致する。

図4の26 Hz付近で横に並んでいるスペクトルが系の固有振動数であり、ドライビングプーリの回転数によらずほぼ一定値を示していることから、速度の影響

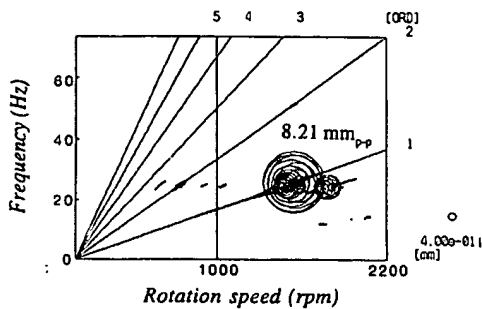


Fig. 4 Campbell diagram ($F_H=196$ N)

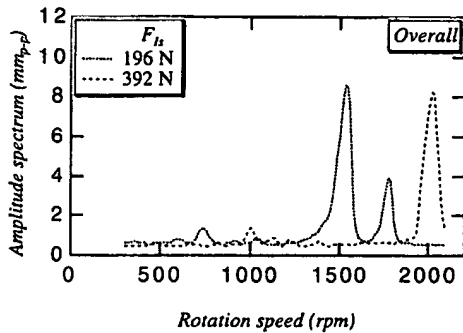


Fig. 5 Vibration amplitude by FFT tracking analyzer

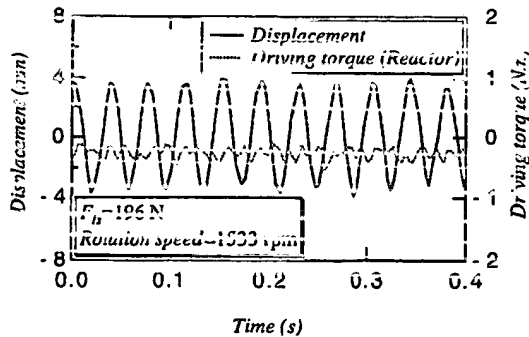


Fig. 6 Displacement and driving torque at resonance

響(コリオリ力)が微小であることがわかる。共振は固有振動数とドライビングプーリの回転2次成分、回転1次成分、ベルトの縫ぎ目の4次成分の順に発生し、このうち、ドライビングプーリの回転1次成分と固有振動数が一致した点で最大振幅を与えている。このことから、危険速度はドライビングプーリの回転1次成分と固有振動数が一致する速度であることがわかる。

これらの結果をトラッキング線図で見ると、図5のようになり、危険速度が各初期押付け力ごとに異なっている。

3.4 加振源の特定 危険速度はドライビングプーリの回転1次成分と固有振動数が一致する速度であることが判明した。このプーリの回転1次成分が加振源として作用する原因としては、張力変動による係数励振と偏心による基礎加振によるものと考えられる。このため、まずベルトを共振状態とし、その際のベルトの振動変位とドライビングプーリのトルク変動(反力)について計測し、そのスペクトル解析を行った。その結果を図6~8に示す。

図6~8からわかるとおり、共振時には、振動変位には明確な1次スペクトルが現れているが、トルク反力には種々のスペクトルがあり、また、その値も微小であることから、トルク反力、すなわち張力変動による係数励振が直接の加振源として作用していると

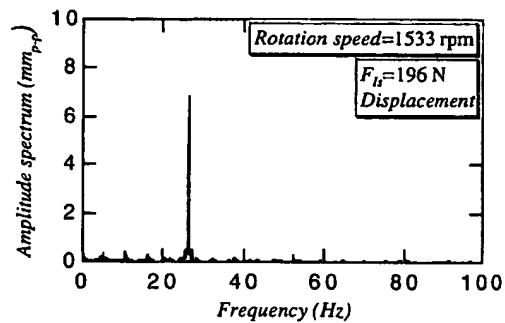


Fig. 7 Displacement spectrum at resonance

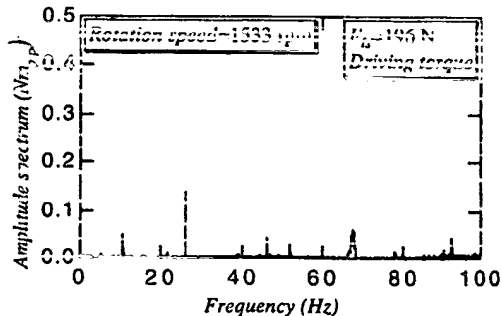


Fig. 8 Driving torque spectrum at resonance

は考えられない。このため、基礎加振の原因である、プーリの形状についてレーザ変位計により計測した。図9は、測定したプーリの刃先形状をプロットし、正弦関数で近似したものである。

図9からわかるとおり、アイドラプーリには回転1次成分となる12歯付近に大きな偏心(0.32 mm)が認められ、ドライビングプーリには小さな回転2次成分が確認できる。なお、図4のキャンベル線図にみられるように、前者の偏心がここでは問題となる。ここでプーリの歯数は、任意に設定した基準点からのものである。

これらのことから、本実験装置の共振源はプーリの偏心であり、プーリ部において、境界点変位入力による強制力を受けているものと考えられる。このため、この最も偏心量が大きくなっている部分が通過するたびに回転パルスが得られるように、光電式検出器の反射テープを設定した。すなわち、回転パルス基準で偏心不釣り合い位相=0となるように設定した。

3.5 危険速度の特定 危険速度を精確に特定するため、ベクトルモニタによるトラッキング解析を行った。ベクトルモニタは、回転パルスに同期した成分のみについて、計測データの振動振幅と位相を、各回転数ごとに連続的に解析することができる。図10に、ベクトルモニタによるトラッキング解析結果を、上図にナイキスト線図(ボラ円)、下図にボード線図の形式で示す。図10は、停止状態から2200 rpmまで一定加速度で昇速させた条件において計測したものであり、横軸に時間と対応するプーリ回転数を並記している。ボード線図に見られるように、共振の右側で振幅が急に小さくなるハード形ばねの非線形の挙動を示し

ている。そのため、ボラ円も通常の円にはならず、共振の最大振幅後に軌跡が揺れて原点に向いている。これらの結果をまとめると、危険速度および危険速度時の位相、振幅は表3のようになる。

表3より、初期押付け力が增大すると危険速度も増大し、危険速度時の変位振幅および位相を比較すると、初期押付け力によらずほぼ一定であることがわかる。

4. 制御装置と制御方法

4.1 同期発振器 振動を制御する方法としては、可変減衰器等を用いた振動エネルギーの吸収による方法と、波動相殺による方法があり、前者は振動の発生を抑制するものであり、後者は発生した振動を抑制す

Table 3 Resonance speed and displacement amplitude

| Preset repression F_{tr} (N) | 98 | 196 | 294 | 392 |
|--------------------------------|-------|--------|-------|--------|
| Resonance speed (rpm) | 1138 | 1533 | 1809 | 2054 |
| Resonance speed (m/s) | 4.85 | 6.54 | 7.72 | 8.77 |
| Amplitude (mm _{p-p}) | 6.97 | 8.21 | 5.07 | 7.93 |
| Resonance phase (°) | +95.9 | +116.6 | +68.9 | +103.7 |

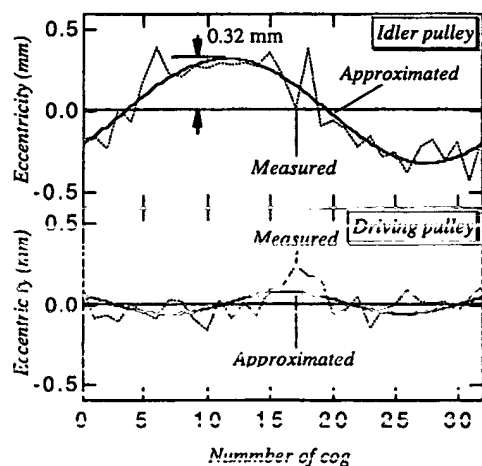


Fig. 9 Eccentricity of pulley

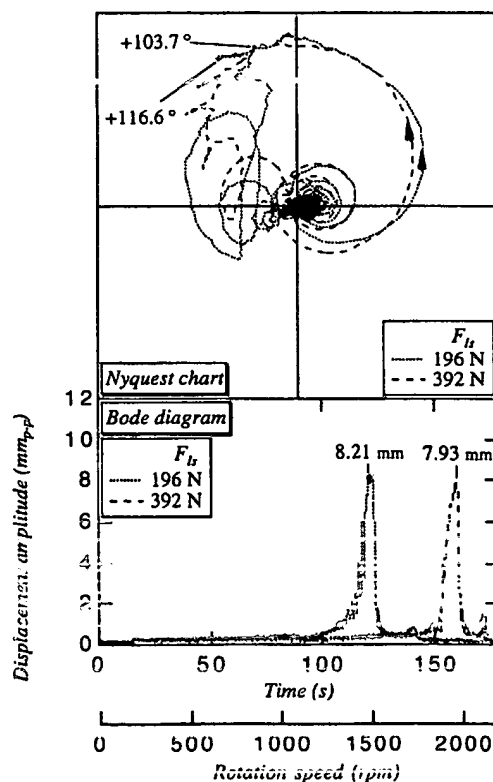


Fig. 10 Tracking analysis by vector monitor

るものである。しかし、本実験装置のように、共振面が系の内部に存在するような場合、波動相殺による方法を用いるのが一般的である。

波動相殺による方法では、発生した振動波に対する逆位相の波動を得る必要があるが、これには、強制振動による方法と、係数励振⁽⁴⁾による方法があり、ベルト駆動装置のようなシステムの場合、プーリの回転速度を変動させることでベルト張力に変動が生じるため、容易に係数励振を実現することができる。このため、本研究では、係数励振により必要な振動波を得ることとした。

係数励振系は、図11に示すように、励振振動数 ν が固有振動数 ω_n と $2\omega_n/\nu=1, 2, 3, \dots$ なる関係において不安定となる。この関係を用いて励振を行えば、係数励振による振動が発生し、位相と変調度を適切に設定することで相殺に必要な振動波を得ることができる。

本研究で用いた歯付ベルト駆動装置の危険速度は、プーリの回転数と固有振動数が一致した点であるため、プーリの回転に同期した励振振動が得られれば、 $2\omega_n/\nu=2$ (図11の右側)の関係において振動波を得ることができる。このため、同期発振器を用いて、プーリの回転に同期した余弦波信号により、プーリの回転に変動を与え、ベルトの張力を変動させて係数励振を実現することとした。同期発振器は、入力パルスに同

期した余弦波状の調和信号を、位相およびゲイン(ゲイン)を任意に設定して出力することができる。図12に同期発振器を用いた実験装置の構成を示す。

4.2 速度変動励振入力 速度変動を与えた場合、アイドラプーリの転がり抵抗により、ドライビングプーリにトルク反力が発生し、そのトルク反力がベルトの張力に伝達されて張力に変動を与える。これにより、係数励振が実現できるかどうか確認するため、初期押付け力 $F_0=196\text{ N}$ において、ベルトを走行状態とし、一定振幅の速度変動を、励振振動数のみ10~70 Hzと変化させて与えた場合の振動変位について計測した。図13にその結果を示す。

初期押付け力 $F_0=196\text{ N}$ における固有振動数は約25 Hzであることから、 $2\omega_n/\nu=1, 2, 3, \dots$ の関係において共振が発生していることがわかる。特に、 $2\omega_n/\nu=1$ は、係数励振非線形振動系で、分次調和共振といわれているものであり、比較的容易に大振幅で共振する。

しかし、この条件での共振振動を用いた振動制御は図20に後述するように、安定した制御が得られない。そこで、本研究では、 $2\omega_n/\nu=2$ の条件を用いて振動制御を行う。また、図中のゲインは、同期信号の出力電圧を工学値変換したものであり、位相は回転パルスと同期信号間の位相差を示す。このゲインと位相をパラメータとして、振動を制御する。

5. 振動制御

5.1 実験方法 まず、ベルトを危険速度で走行させて共振状態とした後、制御用係数励振信号を入力し、位相およびゲインを種々に変化させて、その振動振幅を測定し、最も大幅に振動低減可能なパラメータを最適なゲインおよび位相値とした。

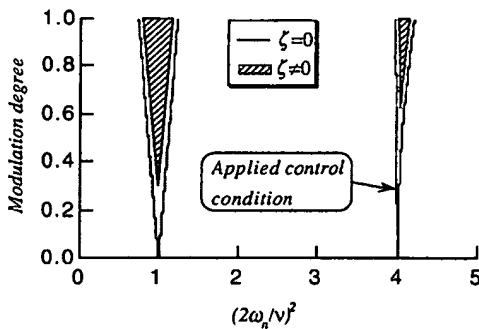


Fig. 11 Instability region by parametric excitation⁽⁴⁾

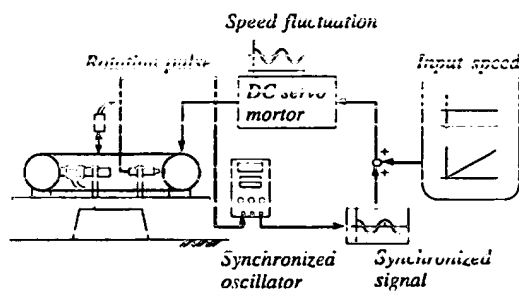


Fig. 12 System of experiment apparatus

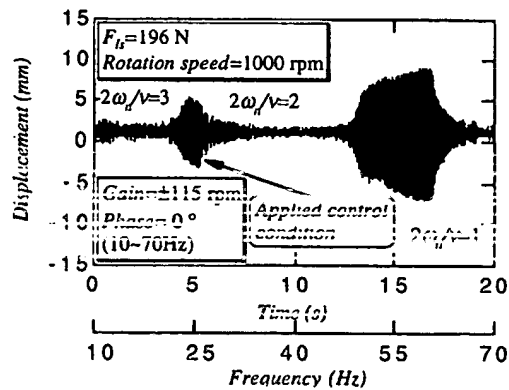


Fig. 13 Response displacement by change of rotation speed

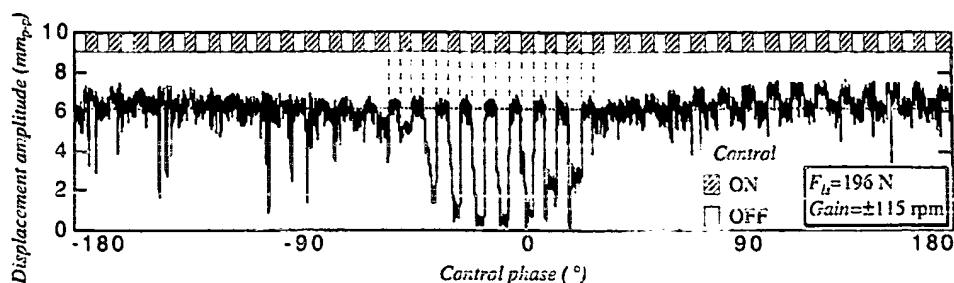


Fig. 14 Changes of displacement amplitude

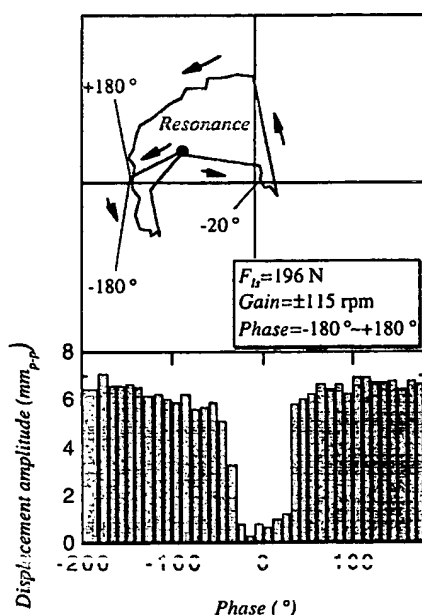


Fig. 15 Decision of optimum control parameter

次に、危険速度を低振幅で安全に通過できるかどうか確認するため、4章と同様に、ベルトを一定加速度で走行させ、危険速度の前後における300 rpmの間において最適パラメータで係数励振制御を行い、その効果を確認した。

5.2 制御パラメータの決定 まず、最適パラメータを探した例を図14に示す。図14は、初期押付け力 $F_b=196$ Nにおいて、係数励振制御ゲインを一定とし、位相を $-180^\circ \sim +180^\circ$ まで 10° ごとに、制御のON/OFFを10秒間隔で繰り返した場合の振動振幅を調べたものである。図中の点線部の振幅が、非制御時の振動を示す。この結果を、ポーラ円と棒グラフで表すと、図15を得る。ポーラ円の●印は非制御時の励振前の振動であり、矢印は励振位相を変化させた際の振動の移動方向、すなわち、影響ベクトルを示す。非線形はね性により影響ベクトルの位相が一定でなかったため、ポーラ円の各値は計測値の平均をとった。また、

Table 4 Optimum control parameter

| Preset repression F_b (N) | 98 | 196 | 294 | 392 |
|-----------------------------|----------|-----------|-----------|-----------|
| Phase ($^\circ$) | -40 | -20 | 0 | +20 |
| Gain (rpm) | ± 46 | ± 115 | ± 138 | ± 207 |
| Torque amplitude (Nm) | 1.05 | 1.44 | 1.45 | 1.85 |

棒グラフの左端は、非制御時の振動振幅値を表す。

図15からわかるとおり、位相が -20° の付近で振幅が最も低減されている。同様の手法でゲインについても決定し、それらの結果をまとめると、表4を得る。

表4からわかるとおり、振動を低減させるのに必要な係数励振制御のゲインは初期押付け力の増大に伴って増加する。これは、危険速度時の振動振幅が押付け力(張力)によらずほぼ一定であることから、相殺するために必要な振動振幅も同じであるため、張力の増大に伴う振動エネルギーの増加により、必要とされる張力変動も増加するためである。また、位相は位相進みの方向に変化するが、これは、モータの時定数が一定であるため、張力の増大に伴う固有振動数の増加により、回転パルス-振動変位間の位相が遅れるためである。

表4に示す制御に必要な励振トルクと3.4節における共振時のトルク反力を比較すると、その値が約10倍になっている。このことから、この制御(励振)トルクが偏心によるトルク反力を相殺しているのではないことがわかり、非制御時の加振源が基礎加振によるものであることがわかる。

5.3 制御の結果 危険速度を安全に通過可能な速度にするため、4章で決定した制御パラメータでトラッキング解析を行った。図16と図17に、初期押付け力 $F_b=196$ Nにおける、前述の最適パラメータでの制御時(1500~1600 rpm)のトラッキング線図を示す。

この実験を種々の初期押付け力において行い、これらの結果をまとめると、表5を得る。

表5からわかるとおり、調整はあるものの、本研究の範囲では、約30%まで振動を減少させて危険速度を通過できることがわかる。本研究では、制御パラメータを探索時のサンプル網が粗かったため、この程度までの振動制御にとどまったが、さらに詳細に実験を行えば、より十分な制御効果が得られるものと考えられる。このことから、本研究で用いた係数励振による振動制御は、有効な制御手法であることがわかる。

次に、この振動の減少が係数励振による効果であることを確認するため、速度変動を入力とする振動変位の伝達関数を調べ、位相に着目して解析した。図18にその結果の一例を示す。

Table 5 Effect of control

| Preset repression F_{10} (N) | 98 | 196 | 294 | 392 |
|---|----------|-----------|-----------|-----------|
| Gain (rpm) | ± 46 | ± 115 | ± 138 | ± 207 |
| Uncontrolled amplitude (mm_{pp}) | 9.68 | 8.21 | 5.07 | 7.93 |
| Controlled amplitude (mm_{pp}) | 3.53 | 2.45 | 2.73 | 2.32 |
| Amplitude reducing ratio (%) | 36.5 | 29.8 | 53.8 | 29.3 |

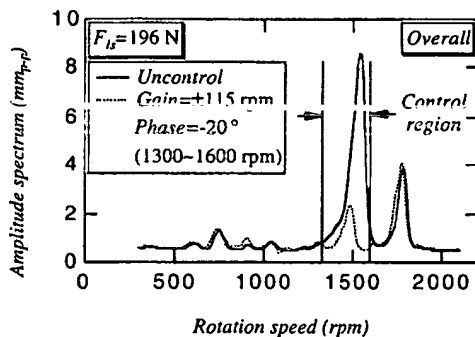
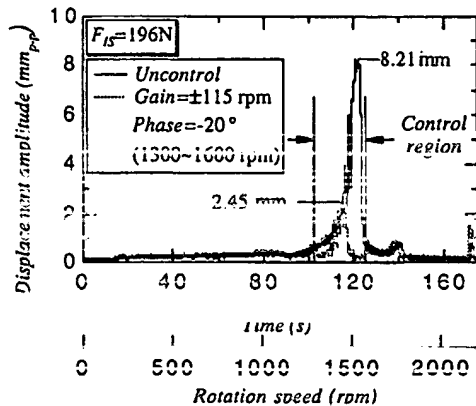

 Fig. 16 Tracking figure by FFT ($F_{10}=196$ N)

 Fig. 17 Tracking figure by vector monitor ($F_{10}=196$ N)

図18は、初期押付け力 $F_{10}=196$ Nにおいて、ゲイン(速度変動振幅)を ± 115 rpmで一定とし、回転速度2000 rpmにおける回転速度変動-振動変位間の伝達関数(0~40 Hz)であり、共振点における位相角は、 -46.8° となっている。これに対し、危険速度時の位相角は $+116.6^\circ$ であるため、これを相殺するには、図19に示すように、約 -16.6° 位相を変化させる必要があることがわかる。これに対応する実験値は、表4の初期押付け力 $F_{10}=196$ Nの場合の -20° である。

アイドラプリーから発生する強制振動を、位相を適切に設定することで、係数励振によって相殺することができる。この、相殺に必要な位相角と実験で決定した最適位相の関係を各押付け力ごとにまとめると、表

Table 6 Control phase and resonance phase

| Preset Repression F_{10} (N) | 98 | 196 | 294 | 392 |
|-----------------------------------|-------|--------|--------|--------|
| Resonance phase ($^\circ$) | +95.9 | +116.6 | +68.9 | +103.7 |
| Opposite phase ($^\circ$) | -84.1 | -63.4 | -111.1 | -76.3 |
| Control-displacement ($^\circ$) | -41.1 | -46.8 | -107.7 | -87.1 |
| Needed phase ($^\circ$) | -43.0 | -16.6 | -3.4 | +10.8 |
| Optimum phase ($^\circ$) | -40 | -20 | 0 | +20 |

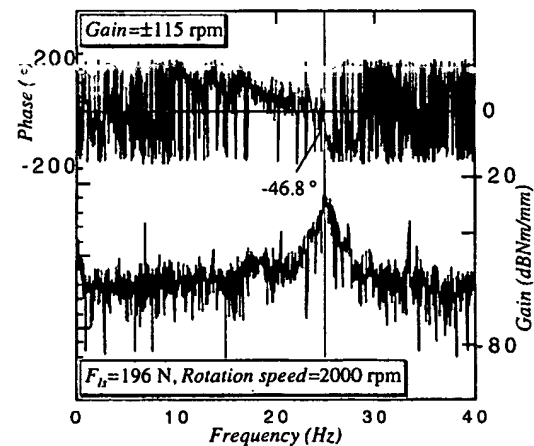


Fig. 18 Bode diagram between control speed and displacement

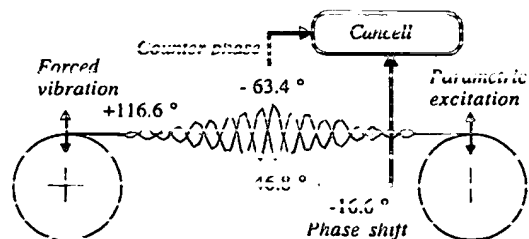


Fig. 19 Mechanism of vibration control

6を得る。

表6からわかるとおり、共振時の振動変位を逆位相励振で相殺するために必要な位相は、表4に示す、実験で試行錯誤的に決定した最適位相とよく一致している。このことから、係数励振により、波動相殺に差づいた振動制御が行われていることがわかる。

5・4 他次数による振動制御 5・3節においては、同期発信器により、 $2\omega_n/\nu=2$ の関係において振動制御を行った。しかし、図13のように、 $2\omega_n/\nu=1$ においても振動制御が可能であると考えられる。このため、回転パルスを得るための、光電式検出器の反射テープを対角に2箇所貼付し、1回転に2パルス発生するようにして、先の同期発信器に入力した。すなわち、危険速度において、 $2\omega_n/\nu=1$ の回転パルスが得られるようにして、振動制御を行った。図20にその結果を示す。

図20は、ベルトを共振状態とし、ゲインを ± 115 rpmとして、 $2\omega_n/\nu=1$ において制御を行った結果である。図20からわかるとおり、振動が定常振幅とならず、振動を制御することができない。これは、励振振動数が固有振動数の2倍であるため、強制振動の振動数と励振振動数が同期せず、その結果、強制振動による変位と係数励振による変位の振動数が一致しないためである。このため、同期発信器による振動制御では、 $2\omega_n/\nu=2$ の関係を用いて励振を行う必要があることがわかる。

6. 結 言

走行ベルト系の振動特性を明らかにするため、歯付ベルト駆動装置により基礎的実験を行った。その結果、以下のことが明らかとなった。

(1) 走行ベルト系の危険速度は、押付け力(張力)の増大に伴って上昇する。

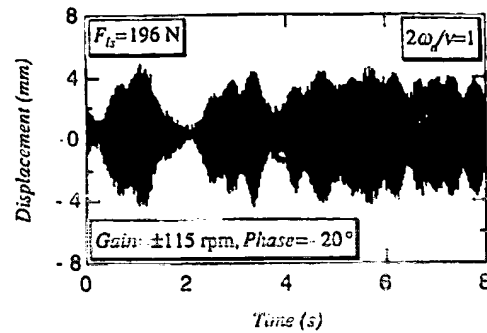


Fig. 20 Effect of control by $2\omega_n/\nu=1$

(2) 走行ベルト系の加振源は、ベルトの縫ぎ目や、プーリの偏心などの材料の不均一性によるところが大きい。

(3) 速度変動(励振トルク)を与えることにより、張力変動が生じ、走行ベルト系を係数励振系とすることができる。

(4) 係数励振を用いた波動相殺による振動制御により、約30%まで振動を制御することができる。

(5) 本手法の波動相殺では、 $2\omega_n/\nu=2$ の時に制御可能で、 $2\omega_n/\nu=1$ のときに制御不可能であった。

文 献

- (1) 中鉢竜雄, 機論, 23-127 (1957), 198-204.
- (2) 李紹昌・ほか3名, 機論, 59-568 C (1993), 298-302.
- (3) 李紹昌・ほか2名, 機論, 60-575, C (1994), 211-217.
- (4) 辻岡康, 機論, 41-348 (1975), 2322-2331.
- (5) 清水浩・末岡淳男, 機論, 41-342 (1975), 453-465.
- (6) Rahn, C. D., ほか1名, *J. Vib. Acoustics*, 116 (1994), 379-385.
- (7) Chung, C. H., ほか1名, *J. Vib. Acoustics*, 117 (1995), 49-55.
- (8) БОГОЛОБОВ, Н. Н., ほか1名 (益子正教訳), 非線型振動論, (1961), 229-243, 共立出版.

VIBRATION AND CONTROL OF AXIALLY MOVING BELT SYSTEM
(1st Report: Experimental Analysis)

Kouetsu TAKANO, Keiji WATANABE,

5 Osami MATSUSHITA, and Masanori KITANO

Rubber belt systems have recently been applied to many kinds of industrial machinery such as fan belts of automobiles, drives of automated teller machines, and the like. However, vibrations of the belt systems have become unacceptable in accordance with the increase of the operational speeds. In this paper, an axially moving belt is experimentally researched with respect to the vibration characteristics and the vibration control using parametric excitation. As a result of this, the source of vibration has been considered to depend on the eccentricity of the pulleys. The parametric excitation control has significant effect on damping of the vibration. This paper reports the possibility of vibration control of axially moving belt systems through actuation of torque fluctuation.

10

15

20

25

1. PREFACE

Belt drives with rubber belts as power transmission means are widely used in various industrial units such as drives of automated teller machines, fan belts of automobiles, and the like. These belt systems take a variety of forms according to the object and usage and are required various performances. In addition to that, due to improvements of manufacturing techniques, high precision and high speed are required and lateral oscillation of the belts has thus become a major problem in view of performance of the belt systems. There are two ways to control oscillation of the belts: one is to absorb oscillating energy and the other is to offset vibration waves. Both ways can be realized as numerical analysis but are hard to constitute the apparatus when they are applied to the actual system.

Analysis of lateral oscillation of a uniform chord, a belt, a running chain or the like has been made as research similar to the solution to the oscillating properties of the belt. Also, analysis of oscillating control of a chord, a beam or the like has been made as research of oscillating control. However, in those conventional studies, an analysis using an actual model based on an actual system was not made. There are few reports on vibration control using an actual device.

In view of these circumstances, an object of the

present research is to experimentally solve vibration properties of a running belt system through vibration analysis using an experimental device (or toothed belt device) that simulates an actual system, and to propose a method of control easily applicable to the actual system through experiments of vibration control by wave offset using parametric excitation.

10

2. EXPERIMENT APPARATUS

2.1 Toothed Belt Drive

Fig. 1 shows a schematic of a toothed belt drive used in the experiment. The toothed belt drive includes an idler pulley, a drive pulley, and a detachable driven pulley. The rotational speed of the pulley was obtained by an FFT analyzer that analyzes rotational pulses of a photoelectric detector attached to the drive pulley. The rotational displacement of the belt was obtained by the measurement of the displacement of the middle of the belt through a laser displacement gauge.

The data of a rubber belt used in the toothed belt drive is shown in Table 1, wherein L : span length, B : belt width, H : belt thickness, ρ : belt density, EI : bending rigidity of a belt. The number of teeth of each pulley is

32, pitch circle diameter is 81.49 mm, mass is 1.78 kg, natural frequency (or eigenfrequency) of each pulley as a cantilever is approximately 234 Hz, the number of teeth of the belt is 156, and circumferential length of the belt is 1248 mm.

Also, initial press of the idler pulley is made arbitrary by pressing the idler pulley against the outside of the belt pulley and measured by the load cell.

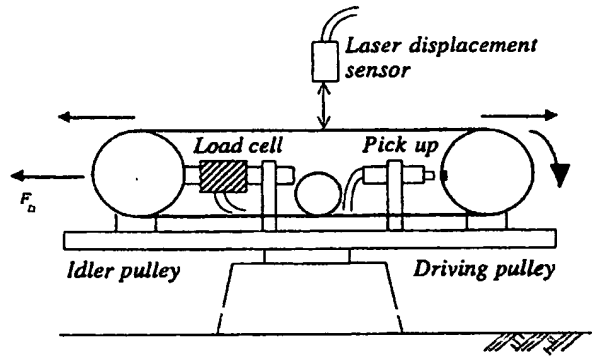


Fig. 1 System of experiment apparatus

Table 1 Basic characteristics of belt

| L (m) | H (mm) | B (mm) | ρ (kg/m ³) | EI (Nm ²) |
|---------|----------|----------|-----------------------------|-------------------------|
| 0.496 | 3.75 | 40.0 | 1483.0 | 0.552 |

2.2 Measuring Device

FFT analyzer and a vector monitor were for measurement. The vector monitor is a device that analyzes amplitude and phase of vibration in synchronism with the rotational pulse based on inputted vibration waveforms. The
5 FFT analyzer used in the research can make tracking analysis and has a similar function to the vector monitor.

10

3. VIBRATION ANALYSIS

3.1 Experiment Method

In the vibration analysis, a tracking analysis was made in order to specify the critical speed (i.e. resonance speed generating the maximum amplitude) of the belt. In the
15 experiment, at the initial press (or preset repression) F_{IS} of the idler pulley of 98, 196, 294, and 392 N, the rotational speed of the pulley was accelerated at a constant acceleration of 13.75 rpm/s up to 0-2200 rpm (i.e. circumferential speed of a belt: 0-9.4 m/s). The analysis was made using the pulley's
20 rotational pulse obtained from the photoelectric detector as a trigger. In addition, Campbell diagram and tracking diagram obtained from the FFT analyzer have poor accuracy because spectrum analysis was made at every 10 rpms of the rotational speed due to constraint of the performance.
25 Therefore, the critical speed was determined using a respond

diagram obtained from the vector monitor that can analyze consecutively at every rotational speed in real time.

3.2 Eigenfrequency and Damping Ratio

5 In order to examine eigenfrequency of a belt, a central portion of the belt in a stationary state was impulse-excited and spectrum analysis was made using the FFT analyzer. The results are shown in Figs. 2 and 3.

10 When specifying the eigenfrequency and damping ratio from Figs. 2 and 3, Table 2 is obtained. As can be seen from Table 2, the eigenfrequency increases in accordance with the increase of the initial press (or preset repression) and thus the tension, whereas the damping ratio decreases.

15

20

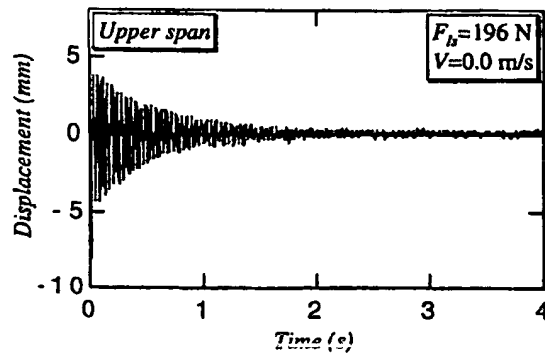


Fig. 2 Impulse response of upper span

25

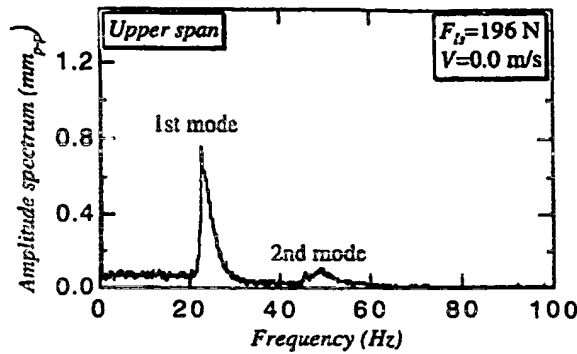


Fig. 3 Spectrum analysis at impulse test

Table 2 Eigenfrequency and damping coefficient

| | | | | |
|--|--------|--------|--------|--------|
| <i>Preset repression F_{Is} (N)</i> | 98 | 196 | 294 | 392 |
| <i>Eigenfrequency (Hz)</i> | 17.5 | 23.5 | 27.5 | 32.0 |
| <i>Damping ratio</i> | 0.0118 | 0.0108 | 0.0100 | 0.0099 |

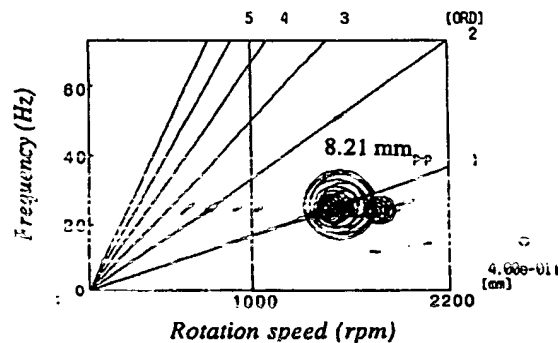
3.3 Rotational Order and Eigenfrequency

In order to specify the source of resonance that causes the critical speed, a tracking analysis using rotational orders as a trigger was made to examine the relationship between the rotational speed and the eigenfrequency through Campbell diagram. Fig. 4 shows Campbell diagram in the case of $F_{Is}=196$ N. The Campbell diagram has the horizontal axis for rotational speed, the vertical axis for frequency, and the diagonal axis for rotational order. In the diagram, the amplitude of spectrum data is shown by a circle. The greater the circle becomes, the greater the amplitude of vibration is. Lines 1-5 in the diagram designate components of the rotational orders of the drive pulley. Also,

spectrum extending below the rotational primary component indicates the components of the rotational order of a joint of the belt. The 4.8 order component of the joint coincides with the rotational primary component of the drive pulley.

5 Spectral lined horizontally at 26 Hz in Fig. 4 indicate eigenfrequency of the system. Since the eigenfrequency has an approximately constant value irrespective of the rotational speed of the drive pulley, influence of the speed or Corioli's force is extremely small. The resonance occurs
10 at the rotational secondary order component of the drive pulley, the rotational primary component, and the fourth component of a joint of the belt, in turn. The maximum amplitude is obtained at a point where the rotational primary component of the drive pulley coincides with the eigenfrequency.
15 Therefore, the critical speed is a speed where the rotational primary component of the drive pulley coincides with the eigenfrequency. Fig. 5 shows a tracking diagram where the critical speed is different at each initial press.

20



25

Fig. 4 Campbell diagram ($F_{is}=196\text{ N}$)

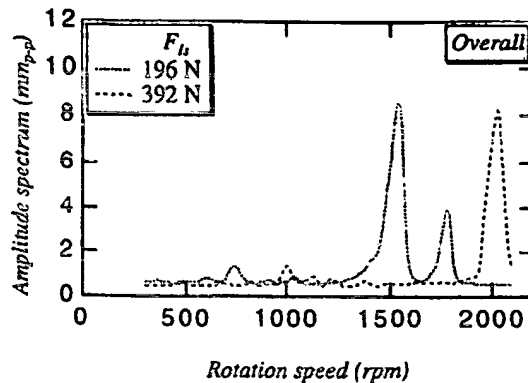


Fig. 5 Vibration amplitude by FFT tracking analyzer

3.4 Specification of the Source of Excitation

It has been found that the critical speed is a speed where the rotational primary component of the drive pulley coincides with the eigenfrequency. The fact that the rotational primary component of the drive pulley acts as the source of excitation may be caused by parametric excitation due to tension variation and basic excitation due to eccentricity. Therefore, first, the belt was made in a resonant state, and then, vibration displacement of the belt and torque fluctuation (or torque reaction) of the drive pulley were measured during resonance and spectrum analysis was made. The results are shown in Figs. 6-8.

As shown in Figs. 6-8, clear primary spectrum can be seen at resonance in vibration displacement, whereas various spectra can be seen in torque reaction and they are extremely small. Consequently, it is not considered that parametric excitation due to tension fluctuation or torque

reaction acts directly as the source of excitation. Therefore, the shape of the pulley causing basic excitation was measured by a laser displacement gauge.

5

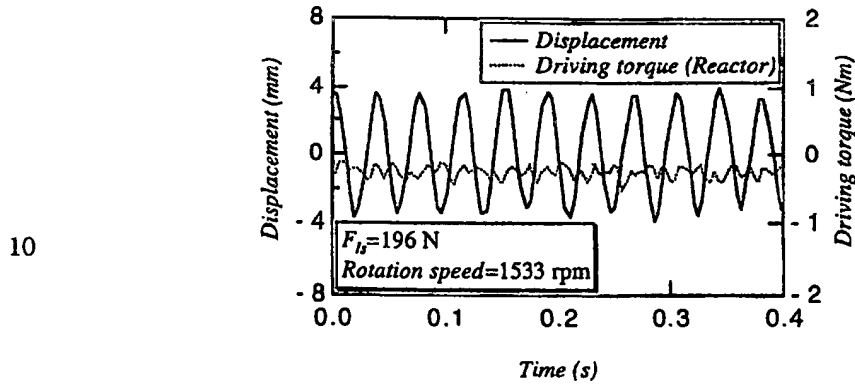


Fig. 6 Displacement and driving torque at resonance

15

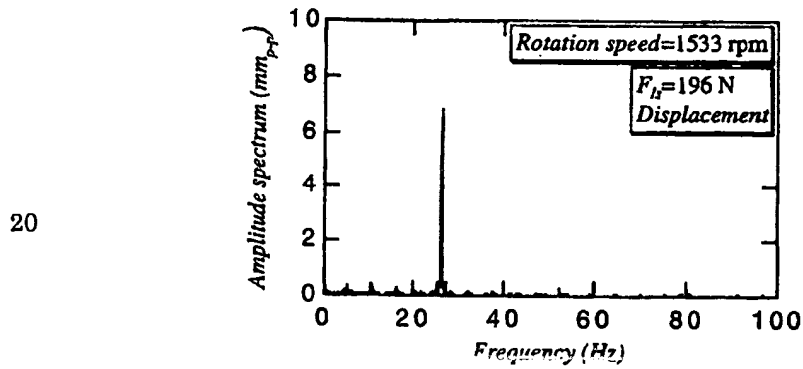


Fig. 7 Displacement spectrum at resonance

25

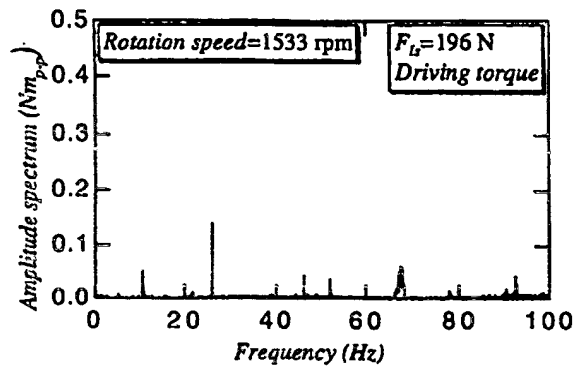


Fig. 8 Driving torque spectrum at resonance

Fig. 9 shows the edge shape of the pulley that was measured and approximated into a sine curve. As can be seen from Fig. 9, a great eccentricity (0.32 mm) is identified around the 12th tooth of an idler pulley that generates the rotational primary component and a small rotational secondary component is identified at the drive pulley. As shown in Campbell diagram of Fig. 4, the eccentricity of the former becomes a problem. Here, the number of teeth of the pulley is counted from the arbitrary reference point.

Resonance of this experiment apparatus is considered to be caused by eccentricity of the pulley and a forced force due to boundary point displacement input is applied to the pulley. Therefore, a reflection tape of the photoelectric detector is determined so as to obtain rotational pulses every time the maximum eccentric portion passes. That is, it is determined in such a way that eccentric imbalance phase equals zero on the basis of the rotational pulse.

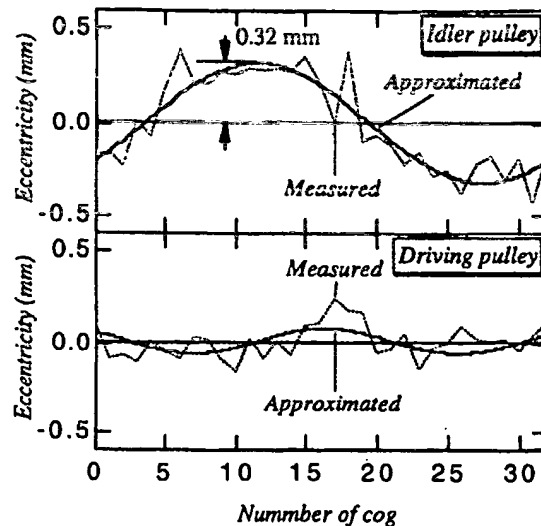


Fig. 9 Eccentricity of pulley

3.5 Specification of Critical Speed

In order to precisely specify the critical speed, a tracking analysis was made through the vector monitor. The vector monitor can analyze amplitude and phase of vibrations of measured data at every rotation consecutively in relation to only the components in synchronism with the rotational pulses. Fig. 10 shows results of the tracking analysis by the vector monitor. The upper half of the drawing indicates Nyquist chart diagram (or polar circle) and the lower half Bode diagram. In Fig. 10, the rotational speed is accelerated from a standstill to 2200 rpm at the constant acceleration. The horizontal axis designates time as well as rotation speed of a pulley corresponding to time. As can be seen in Bode diagram, there is shown a non-linear behavior of a hard-shaped

spring where resonance sharply decreases on the right side of resonance. Therefore, a polar circle does not become a normal circle. After the maximum amplitude of resonance, a locus shakes and goes toward the origin. The critical speed (or resonance speed), and phase and amplitude at the critical speed (or resonance phase and amplitude) are thus summed up in Table 3.

As can be seen from Table 3, as the initial press (or preset repression) is enlarged, the critical speed (or resonance speed) increases. At the time of critical speed, displacement amplitude and resonance phase are approximately constant regardless of preset repression.

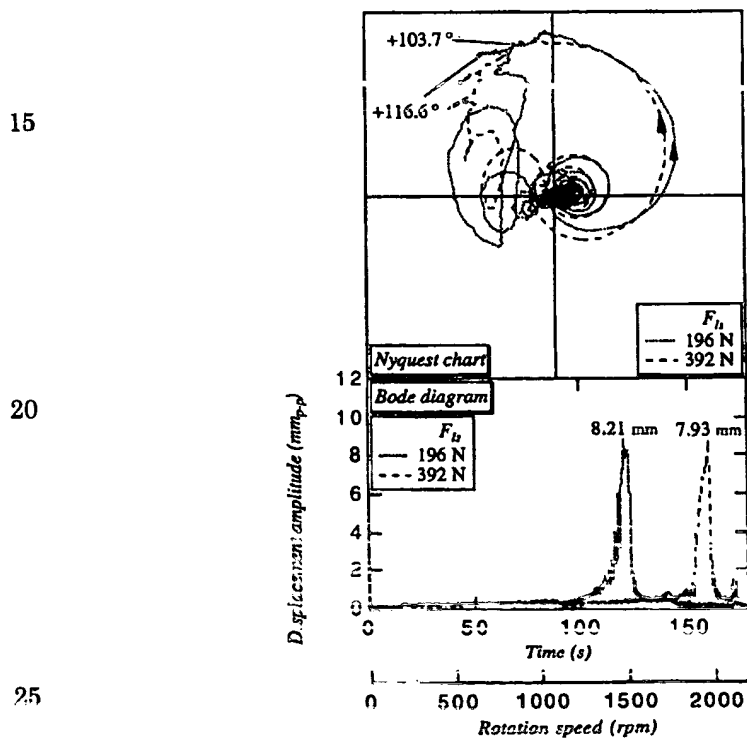


Fig. 10 Tracking analysis by vector monitor

Table 3 Resonance speed and displacement amplitude

| | | | | |
|--|-------|--------|-------|--------|
| <i>Preset repression F_{it} (N)</i> | 98 | 196 | 294 | 392 |
| <i>Resonance speed (rpm)</i> | 1138 | 1533 | 1809 | 2054 |
| <i>Resonance speed (m/s)</i> | 4.85 | 6.54 | 7.72 | 8.77 |
| <i>Amplitude (mm_{p-p})</i> | 6.97 | 8.21 | 5.07 | 7.93 |
| <i>Resonance phase (°)</i> | +95.9 | +116.6 | +68.9 | +103.7 |

4. CONTROL DEVICE AND CONTROL METHOD

4.1 Synchronized Oscillator

There are two ways to control oscillation: one is to absorb oscillation energy using variable damper; the other is to offset or cancel waves. The former is a way to restrain occurrence of oscillation and the latter is a way to restrain oscillation that has occurred. However, in the case where resonance source is present inside the system such as the present experiment apparatus, it is common to use the way to offset waves.

In the method to offset waves, it is necessary to obtain a wave of inverted phase relative to the oscillation wave that has occurred. There are two ways to obtain a wave of inverted phase: one is a way of forced oscillation and the other a way of parametric excitation. In the system such as a belt drive, since belt tension varies according to variation of the rotational speed of the pulley, parametric excitation can be easily achieved. Therefore, in this research,

we tried to obtain a necessary oscillation waves through parametric excitation.

As shown in Fig. 11, the parametric excitation system becomes unstable when an equation, $2\omega_n/\nu = 1, 2, 3, \dots$ is
5 satisfied, wherein ν is excitation frequency and ω_n is eigenfrequency. When excitation is conducted using such a relation, oscillation due to parametric excitation occurs and oscillation waves necessary for wave offset can be obtained if phase and modulation degree are properly
10 determined.

The critical speed of the toothed belt drive used in the present research occurs when the rotational speed of the pulley coincides with the eigenfrequency. Therefore, if excited oscillation in synchronism with the rotation of the
15 pulley is obtained, oscillation waves can be obtained with the relation of $2\omega_n/\nu = 2$ (right side of Fig. 11). Consequently, in order to achieve parametric excitation, we used a synchronized oscillator to add cosine signals in synchronism with the rotation of the pulley to vary rotation of the pulley
20 to cause fluctuation of belt tension. The synchronized oscillator can output cosine-wave-shaped harmonic vibration in synchronism with input pulse with phase and amplitude (gain) arbitrarily determined. Fig. 12 shows an experiment apparatus with a synchronized oscillator.

25

Since eigenfrequency at the initial press of $F_{IS}=196$ N is approximately 25 Hz, it can be seen that resonance has occurred in the case where the equation, $2\omega_n/\nu=1, 2, 3, \dots$ is satisfied. Especially, at $2\omega_n/\nu=1$, the system is a parametric excitation non-linear oscillation system and is referred to a fraction harmonic resonance, which causes resonance of a great amplitude comparatively with ease.

However, in oscillation control using resonance oscillation under the above-mentioned condition, stable control cannot be achieved, as mentioned below in Fig. 20. Therefore, in the present research, oscillation control is carried out with the condition of $2\omega_n/\nu=2$. In addition, gain in the drawing is an engineered value of output voltage of synchronized signal and phase in the drawing is a phase difference between the rotational pulse and the synchronized signal. Oscillation control is conducted with a parameter of the gain and the phase.

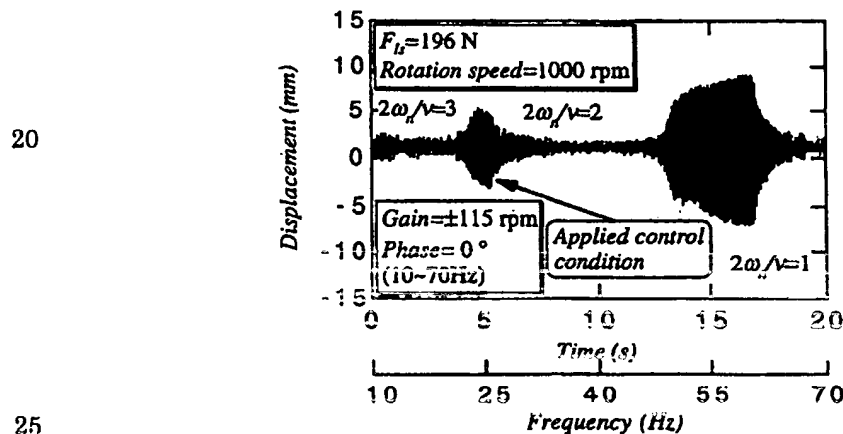


Fig 13 Response displacement by change of rotation speed

5. OSCILLATION CONTROL

5.1 Experiment Method

First, a belt was driven to run at the critical speed to achieve resonance. Then, parametric excitation signals for control were inputted and the oscillation amplitude was measured with phase and gain changed variously. A parameter that can reduce oscillation most drastically was made the optimum gain and phase value.

Next, in order to ascertain whether the critical speed is experienced with a small amplitude and safety, as with the fourth chapter, a belt was driven to run at a constant acceleration and parametric excitation control was conducted with the optimum parameter in the range of 300 rpm before/after the critical speed.

5.2 Determination of Control Parameter

First, Fig. 14 shows an example where the optimum parameter was searched. Fig. 14 illustrates oscillation amplitudes in the case where parametric excitation control gain was made constant at the initial press of $F_{1s}=196$ N and ON/OFF control was repeated every 10 seconds in the phase range of -180 to $+180^\circ$. Amplitude shown in a dotted line indicates amplitude at non-control.

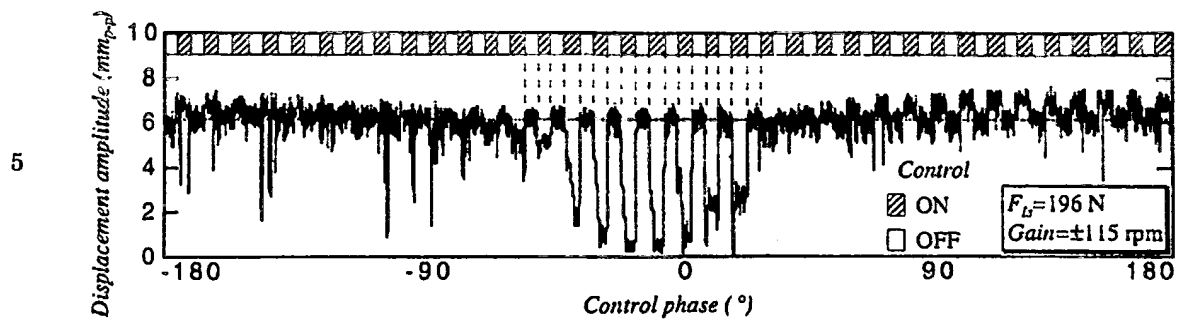


Fig. 14 Changes of displacement amplitude

10

15

20

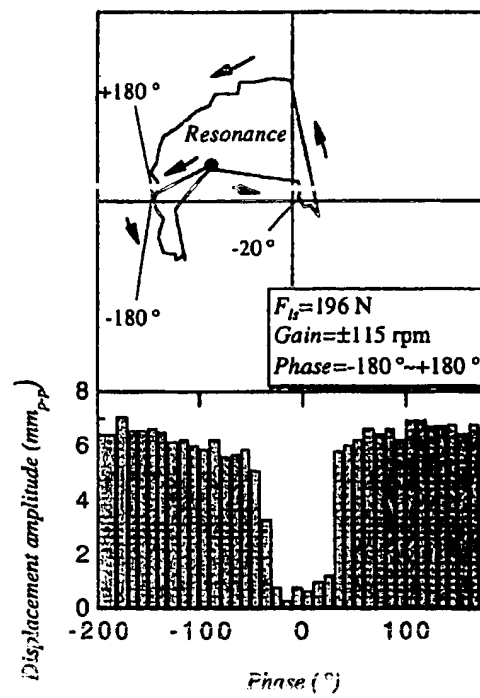


Fig. 15 Decision of optimum control parameter

25

Fig. 15 shows such a result using a polar circle and bar graph. A dotted mark in the polar circle indicates oscillation before excitation at non-control and an arrow mark indicates a moving direction of oscillation at the time of varied excitation phase, or influential vector. Since the phase of influential vector is not constant due to non-linear spring properties. Each value of the polar circle is an average of measured values. A left side scale of the bar graph indicates oscillation amplitude at non-control.

As can be seen from Fig. 15, the amplitude is most decreased around the phase of -20° . Similarly, gain can also be determined. These results are shown in Table 4.

As can be seen from Table 4, gain for parametric excitation control necessary to decrease oscillation increases according to the increase of the initial press. The reason is as follows: since oscillation amplitude at the critical speed is nearly constant regardless of press (or tension), oscillation amplitude necessary for wave offset is the same and increase of oscillation due to enlarged tension causes increase of necessary tension fluctuation. Also, phase varies toward the phase leading side. That is because time constant of a motor is constant and phase between rotation pulse and oscillation displacement delays according to increase of eigenfrequency due to enlarged tension.

When excitation torque necessary for control shown

in Table 4 is compared with torque reaction at resonance in paragraph 3.4, the value has become approximately 10 times greater. As a result, it is found that the control (or excitation) torque does not offset torque reaction due to eccentricity and the source of excitation at non-control is caused by basic excitation.

Table 4 Optimum control parameter

| | | | | |
|--|----------|-----------|-----------|-----------|
| <i>Preset repression F_{1s} (N)</i> | 98 | 196 | 294 | 392 |
| <i>Phase (°)</i> | -40 | -20 | 0 | +20 |
| <i>Gain (rpm)</i> | ± 46 | ± 115 | ± 138 | ± 207 |
| <i>Torque amplitude (Nm)</i> | 1.05 | 1.44 | 1.45 | 1.85 |

5.3 Effect of Control

In order to find out whether the critical speed can be safely experienced or not, a tracking analysis was made with the control parameter specified in chapter 4. Figs. 16 and 17 show tracking diagram when controlled at 1300-1600 rpm with the above-mentioned optimum parameter at the initial press of $F_{1s}=196$ N.

The experiment was made using various initial press. The results are shown in Table 5.

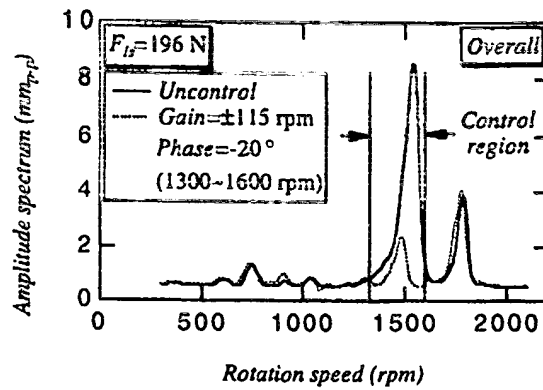


Fig. 16 Tracking figure by FFT ($F_{1s} = 196 \text{ N}$)

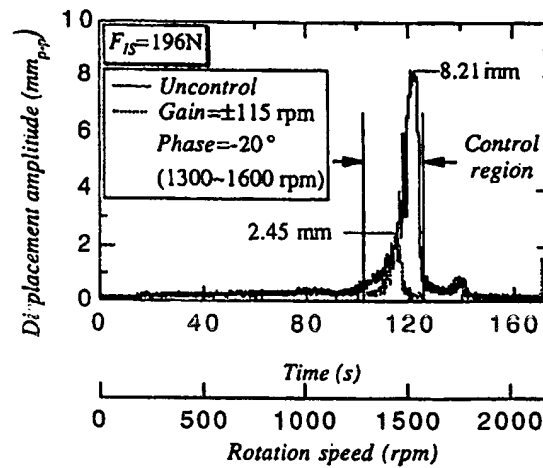


Fig. 17 Tracking figure by vector monitor ($F_{1s} = 196 \text{ N}$)

Table 5 Effect of control

| Preset repression F_{1s} (N) | 98 | 196 | 294 | 392 |
|--|----------|-----------|-----------|-----------|
| Gain (rpm) | ± 46 | ± 115 | ± 138 | ± 207 |
| Uncontrolled amplitude (mm_{r-p}) | 9.63 | 8.21 | 5.07 | 7.93 |
| Controlled amplitude (mm_{r-p}) | 3.53 | 2.45 | 2.73 | 2.32 |
| Amplitude reducing ratio (%) | 36.5 | 29.8 | 53.8 | 29.3 |

As can be seen from Table 5, according to the present research, the critical speed can be experienced with the amplitude reduction ratio of approximately 30%. In the present research, since sampling span at the time of searching control
 5 parameters was rough, oscillation control remained at such a level. However, if more detailed experiment is made, more sufficient control effect would be achieved. Therefore, oscillation control due to parametric excitation according to the present research has been found to be an effective
 10 control method.

Then, in order to ascertain that decrease of oscillation was caused by the parametric oscillation, a transfer function of oscillation displacement with an input of speed fluctuation was examined and analyzed in view of
 15 phase. An example of the result is shown in Fig. 18.

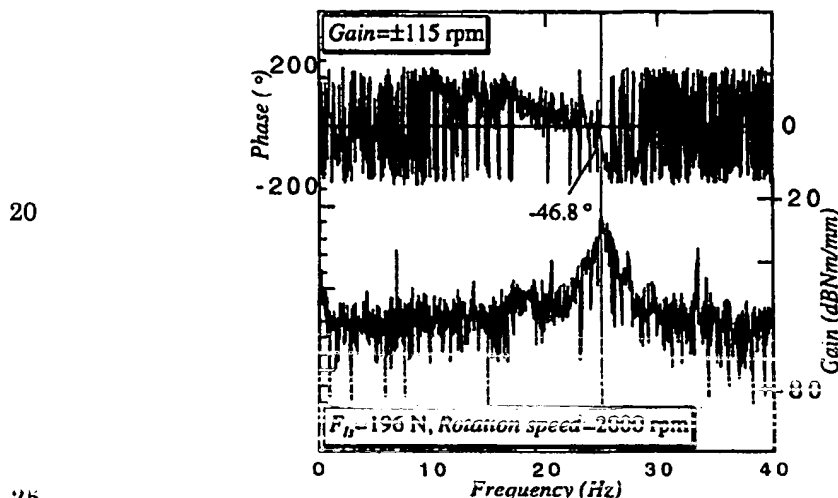


Fig. 18 Bode diagram between control speed and displacement

Fig. 18 shows a transfer function (0-40 Hz) between the rotational speed fluctuation and vibration displacement at the rotational speed of 2000 rpm with a constant gain (speed fluctuation amplitude) of ± 115 rpm at the initial press of $F_{IS}=196$ N. Phase angle at the resonance point is -46.8° . To the contrary, phase angle at the critical speed is $+116.6^\circ$. In order to cancel this phase angle, as shown in Fig. 19, it is necessary to change the phase -16.6° . The corresponding experimental value is -20° in the case of $F_{IS}=196$ N in Table 4.

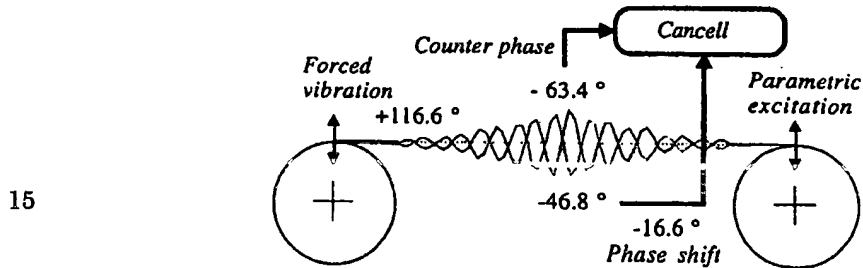


Fig. 19 Mechanism of vibration control

The forced oscillation caused by the idler pulley can be cancelled by the parametric excitation with the phase properly predetermined. Table 6 shows the relation between the phase angle necessary for wave offset and the optimum phase determined by the experiment.

Table 6 Control phase and resonance phase

| <i>Preset Repression F_{1s} (N)</i> | 98 | 196 | 294 | 392 |
|--|-------|--------|--------|--------|
| <i>Resonance phase (°)</i> | +95.9 | +116.6 | +68.9 | +103.7 |
| <i>Opposite phase (°)</i> | -84.1 | -63.4 | -111.1 | -76.3 |
| <i>Control-displacement (°)</i> | -41.1 | -46.8 | -107.7 | -87.1 |
| <i>Needed phase (°)</i> | -43.0 | -16.6 | -3.4 | +10.8 |
| <i>Optimum phase (°)</i> | -40 | -20 | 0 | +20 |

As can be seen from Table 6, phase that is required to offset the oscillation displacement at resonance by the inverted phase excitation conforms well to the optimum phase determined by trial-and-error experiment as shown Table 4. As a result of this, it is noted that the parametric excitation causes oscillation control based on the wave offset.

5.4 Oscillation Control Based On the Other Order

In paragraph 5.3, oscillation control was conducted under the condition of $2\omega_n/\nu=2$ using the synchronized transmitter. However, as shown in Fig. 13, oscillation control is considered to be possible even in the case of $2\omega_n/\nu=1$. Therefore, by attaching 2 pieces of reflection tapes diagonally to the photoelectric detector for obtaining the rotational pulse to generate 2 pulses per revolution, the generated pulses were inputted into the former synchronized

transmitter. That is, the oscillation control was conducted so as to obtain the rotational pulses of $2\omega_n/\nu=1$ at the critical speed. The result is shown in Fig. 20.

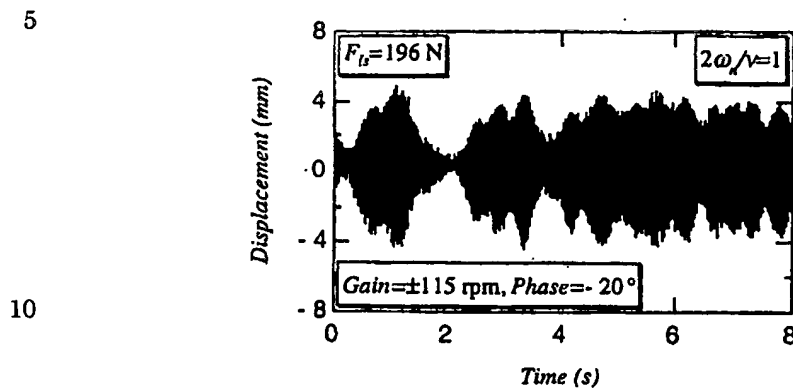


Fig. 20 Effect of control by $2\omega_n/\nu=1$

Fig. 20 shows the result when the control was conducted at resonant state of a belt with the gain of $\pm 115 \text{ rpm}$ under the condition of $2\omega_n/\nu=1$. As can be seen from Fig. 20, oscillation is not steady and cannot be controlled. That is because excitation oscillation is twice greater than the eigenfrequency and thus frequency of the forced vibration does not synchronize with the frequency of the exciting vibration and as a result, displacement of the forced vibration does not coincide with displacement of the parametric excitation. Consequently, it is required that in the oscillation control by the synchronized transmitter excitation be conducted using the relation of $2\omega_n/\nu=2$.

6. CONCLUSION

In order to clarify oscillation properties of the running belt system, basic experiment was made using a toothed belt apparatus. As a result, the following matters have become
5 apparent.

(1) The critical speed of a running belt system increases according to the increase of the press (or tension).

(2) The source of excitation of a running belt system depends largely on heterogeneity of materials such as a joint
10 of a belt, eccentricity of a pulley or the like.

(3) Supplying speed fluctuation (or excitation torque) generates tension variation and allows for a running belt system with parametric excitation.

(4) Oscillation control through wave offset using
15 parametric excitation can control vibration approximately 30%.

(5) According to the wave offset of the present method, control in the case of $2\omega_n/\nu=2$ was possible but control in the case of $2\omega_n/\nu=1$ was not possible.

20

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.